

УДК 534.014 : 621.165

А.С. СТЕПЧЕНКО, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;

А.Ф. КАБАНОВ, зам. начальника отдела ОАО «Турбоатом», Харьков;

Е.Н. ДУДКИНА, инженер-конструктор ОАО «Турбоатом», Харьков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОРПУСОВ ЦНД ТУРБИН «СТЕРЖНЕВОГО» ТИПА И АНАЛИЗ ИХ ДЕМПФИРУЮЩИХ СВОЙСТВ

Описана методика экспериментального определения динамических характеристик корпусов ЦНД на стенде ОАО «Турбоатом». Проведено сравнение экспериментальных амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) для типового ряда корпусов ЦНД «стержневого» класса с результатами численного моделирования. Скорректирована модель демпфирования и способы обработки экспериментальных АЧХ при определении логарифмических декрементов затухания ЦНД.

Ключевые слова: корпус турбины, колебания, динамическая податливость, модель демпфирования, параметрическое моделирование.

Введение. В первой половине 80-х годов ОАО «Турбоатом» приступил к выпуску типового ряда новой модификации корпуса цилиндров низкого давления (ЦНД), в котором с целью улучшения аэродинамических характеристик выхлопного патрубка вместо системы пластин в нижних половинах патрубков («сотовая» конструкция) применена система стержней («стержневая» конструкция). На сборочно-испытательном стенде ОАО «Турбоатом» проводились испытания с целью отработки динамических характеристик новых ЦНД и обеспечения отсутствия резонансов во встроенных опорах РНД вблизи рабочей частоты вращения [1]. Динамические характеристики опор РНД и корпуса ЦНД на сборочно-испытательном стенде завода находились путем последовательного возбуждения колебаний в вертикальном и поперечном направлениях с одновременной регистрацией параметров колебаний в различных точках ЦНД. Результаты испытаний показали наличие более густого спектра резонансных частот в рабочем диапазоне у ЦНД «стержневого» типа, чем у конструкций «сотового» типа.

Ранее проведенные экспериментальные и теоретические исследования показали, что динамические характеристики ЦНД изменяются в зависимости от конструкций ЦНД и фундамента [2–4]. Основным недостатком исследований вибраций ЦНД является то, что исследовались конкретные конструкции ЦНД турбоагрегатов, а не весь типовый ряд конструкций ЦНД. Авторами разработана суперэлементная параметрическая модель «стержневого» типового ряда корпусов ЦНД ОАО «Турбоатом» [5, 6], которая позволяет провести системные исследования влияния конструктивных изменений корпуса ЦНД и фундамента на их вибрационные характеристики. Особенно актуальной задачей является определение модели трения и методики определения коэффициентов демпфирования, поскольку используемая в ОАО «Турбоатом» модель трения Сорокина при густом спектре собственных частот дает недостоверные результаты.

Постановка задачи. На основе анализа методики экспериментального определения динамических характеристик на испытательном стенде ОАО «Турбоатом» провести сравнительные исследования модели Сорокина и модального демпфирования для определения коэффициентов трения и возможности их использования для расчетного прогнозирования динамических характеристик ЦНД «стержневого» типа.

© А.С. Степченко, А.Ф. Кабанов, Е.Н. Дудкина, 2013

Описание экспериментальной установки для виброиспытаний ЦНД турбин.

Установка и крепление ЦНД турбины на сборочно-испытательном стенде ОАО «Турбоатом» отличаются от их установки на ТЭС. Для стенда спроектирована установка блочной конструкции, с верхним несущим сооружением – рамой, в проемах которого размещены цилиндры турбины. Общий вид сборочно-испытательного стенда показан на рис. 1.

Конструкция состоит из стальных литых колонн. Стальные колонны устанавливаются на подкладные клинья и крепятся к чугунным фундаментным плитам шпильками или скобами, создавая достаточно жесткое и устойчивое сооружение. Выхлопные патрубки ЦНД опираются на фундамент по своему периметру специальной полкой – балконом, эта полка опоясывает цилиндр параллельно горизонтальному разьему и расположена чуть ниже последнего. На стендовом фундаменте ЦНД был закреплен на клиновых домкратах, через которые статические и динамические нагрузки передавались на блоки стендового фундамента.

Оборудование для возбуждения колебаний системы «ЦНД со встроенными опорами РНД – фундамент – основание» состоит из механического вибровозбудителя, приводного электродвигателя, вкладыша, теристорного блока управления и регулирования частоты вибровозбуждения конструкции ОАО «Турбоатом». Механический вибровозбудитель, предназначен для создания направленных вынуждающих динамических сил, действующих по одной из двух взаимно перпендикулярных осей: вертикальной и горизонтально-поперечной относительно оси турбоагрегата.

Вибровозбудитель последовательно устанавливался в специальном вкладыше, который в свою очередь устанавливается в расточках корпуса подшипников (рис. 2). Консольно к вибровозбудителю при помощи фланцевого соединения присоединен электропривод. В качестве электропривода используется электродвигатель постоянного тока.

Места под установку вибродатчиков тщательно очищаются от пыли и грязи и зачищаются наждачным полотном до металлического блеска.

Схема расположения точек (мест) установки вибродатчиков на корпусе «стержневого» ЦНД приведена на рис. 3.

Изменение ориентации вынуждающего усилия с вертикального направления на поперечное производилось поворотом роторов вибровозбудителя на 90°.

При испытаниях вибровозбудитель создавал направленное усилие, зависимость амплитудного значения которого от частоты как при вертикальном, так и при горизонтальном направлении определялась соотношением

$$Q_v = Q_r = K_0 \cdot n^2, \quad (1)$$

где Q_v – модуль вынуждающей силы в вертикальном направлении, Н; Q_r – модуль вынуждающей силы в горизонтальном направлении, Н; K_0 – коэффициент, численная величина которого зависят от взаимного расположения неуравновешенных масс роторов вибровозбудителя, Н/(об/мин)²; n – частота вынуждающей силы равная частоте вращения ротора вибровозбудителя, об/мин.

Теоретические основы методики испытаний. Определение динамических характеристик опор валопровода турбоагрегата на сборочно-испытательном стенде производилось по методике НПО «ЦКТИ» [7], которая основывается на следующих теоретических положениях.

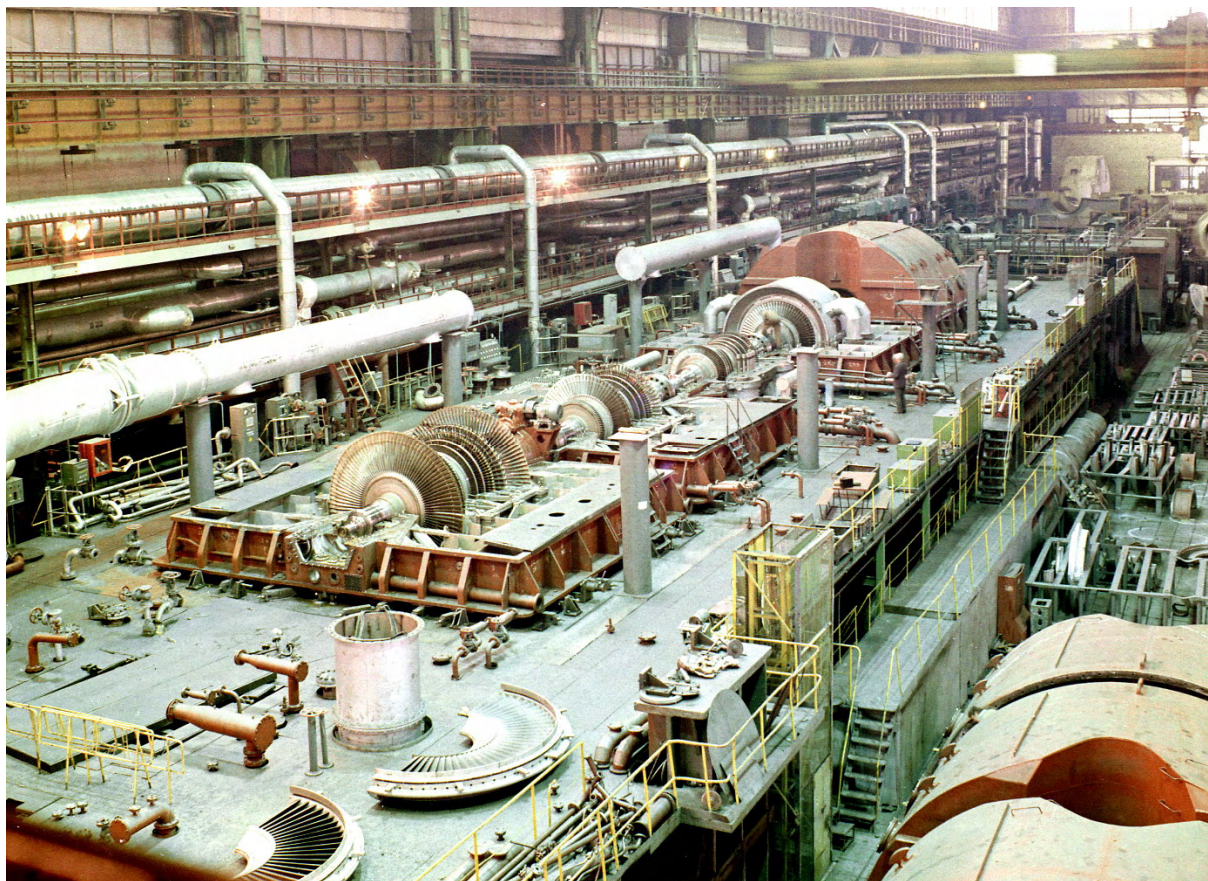


Рис. 1 – Сборочно-испытательный стенд ОАО «Турбоатом»

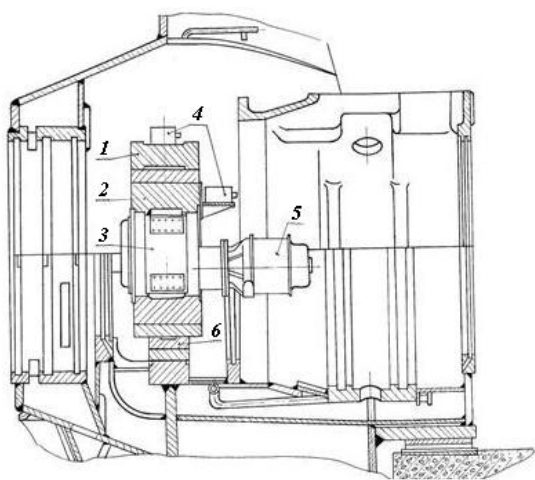


Рис. 2 – Эскиз установки вибратора в опоре:
1 – бугель; 2 – вкладыш; 3 – вибратор;
4 – датчик; 5 – электродвигатель;
6 – полукольцо установочное

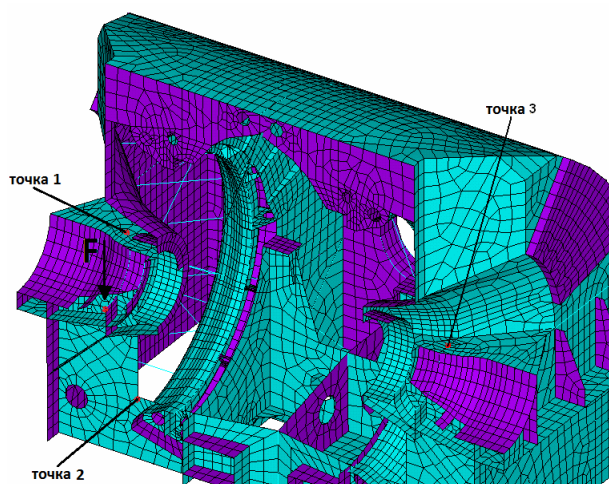


Рис. 3 – Схема расположения вибродатчиков

Вибрационные свойства опор валопровода описываются модулями аргументами главных и побочных комплексных коэффициентов динамических податливостей, резонансными частотами и коэффициентами рассеяния энергии при колебаниях.

Комплексные коэффициенты динамических податливостей являются

исчерпывающими динамическими характеристиками опор валопровода. По определению коэффициент динамической податливости – это отношение перемещения точки системы к единичной гармонической силе, вызвавшей это перемещение.

Общее уравнение вынужденных колебаний системы с учетом трения имеет вид

$$M\ddot{q} + R\dot{q} + Cq = Q_i \cdot \cos(wt), \quad (2)$$

Для линейных систем с учетом трения справедливо соотношение

$$\bar{\alpha}_{kj} = \frac{\bar{A}_{kj}}{Q_j}, \quad (3)$$

где $\bar{\alpha}_{kj}$ – комплексное значение коэффициента динамической податливости;
 $A_{kj} = |A_{kj}| e^{i(\omega t + \varphi_{kj})}$ – комплексное значение перемещения точки « k », вызванного
 действием гармонической силы \bar{Q}_j в точке « j »; φ_{kj} – аргумент комплексного
 коэффициента динамической податливости (сдвиг фаз между колебаниями точки « k » и
 гармонической силой \bar{Q}_j). Учитывая, что $\bar{Q}_j = |Q_j| \cdot e^{i\omega t}$, получаем

$$\overline{\alpha}_{kj} = \frac{|A_{kj}|}{|Q_j|} \cdot e^{i\varphi_{kj}}, \quad (4)$$

где $|Q_j|$ – модуль комплексной возбуждающей силы, равный ее амплитудному значению; $|A_{kj}|/|Q_j|$ – модуль комплексного коэффициента динамической податливости.

При расчете колебаний системы валопровод-опоры в расчет вводятся величины комплексных коэффициентов динамических податливостей опор в местах связи с валопроводом. Поэтому динамические податливости опор определяются путем приложения возбуждающей силы ко вкладышам и регистрации их колебаний.

Для вкладышей «т» опор валопровода может быть записана следующая система уравнений:

$$\begin{aligned}
\overline{A}_1 &= \overline{\alpha}_{11} \cdot \overline{Q}_1 + \overline{\alpha}_{12} \cdot \overline{Q}_2 + \dots + \overline{\alpha}_{1j} \cdot \overline{Q}_j + \dots + \overline{\alpha}_{1m} \cdot \overline{Q}_m; \\
\overline{A}_2 &= \overline{\alpha}_{21} \cdot \overline{Q}_1 + \overline{\alpha}_{22} \cdot \overline{Q}_2 + \dots + \overline{\alpha}_{2j} \cdot \overline{Q}_j + \dots + \overline{\alpha}_{2m} \cdot \overline{Q}_m; \\
&\dots\dots\dots \\
\overline{A}_k &= \overline{\alpha}_{k1} \cdot \overline{Q}_1 + \overline{\alpha}_{k2} \cdot \overline{Q}_2 + \dots + \overline{\alpha}_{kj} \cdot \overline{Q}_j + \dots + \overline{\alpha}_{km} \cdot \overline{Q}_m; \\
&\dots\dots\dots \\
\overline{A}_m &= \overline{\alpha}_{m1} \cdot \overline{Q}_1 + \overline{\alpha}_{m2} \cdot \overline{Q}_2 + \dots + \overline{\alpha}_{mj} \cdot \overline{Q}_j + \dots + \overline{\alpha}_{mm} \cdot \overline{Q}_m.
\end{aligned} \tag{5}$$

где $\bar{A}_1, \bar{A}_2, \dots, \bar{A}_k, \dots, \bar{A}_m$ – комплексные значения перемещений вкладышей 1, 2, ..., k , ..., m ; $\bar{Q}_1, \bar{Q}_2, \dots, \bar{Q}_k, \dots, \bar{Q}_m$ – комплексные возбуждающие силы, приложенные ко вкладышам 1, 2, ..., k , ..., m ; $\bar{\alpha}_{kj}$ – комплексные коэффициенты динамических податливостей ($\bar{\alpha}_{11}, \bar{\alpha}_{22}, \dots, \bar{\alpha}_{mm}$ – главные коэффициенты; α_{kj} при $k \neq j$ – побочные коэффициенты).

Из системы (5) следует, что для определения главных и побочных коэффициентов динамических податливостей опор ко вкладышами 1, 2, ..., k , ..., m поочередно должны прикладываться гармонические возбуждающие силы $\overline{Q}_1, \overline{Q}_2, \dots, \overline{Q}_k, \dots, \overline{Q}_m$ переменной частоты ω и при этом в заданном диапазоне частот

$\omega_n \leq \omega \leq \omega_b$ должны быть измерены амплитуды и фазы колебаний вкладышей 1, 2, ..., k , ..., m . Частота возбуждения должна изменяться ступенями с шагом не более 1 Гц. На каждой из ступеней измерения амплитуд и фаз должны выполняться после установления стационарных вынужденных колебаний элементов системы.

По данным измерений находятся зависимости

$$|\alpha_{kj}(\omega)| = \frac{|A_{kj}(\omega)|}{|Q_j(\omega)|}; \quad (6)$$

$$\varphi_{kj}(\omega) = \arg \bar{\alpha}_{kj}(\omega). \quad (7)$$

Комплексные значения коэффициентов динамических податливостей опор валопроводов являются интегральными характеристиками, отображающими упругие, массовые и диссипативные свойства системы. Поэтому определение динамических податливостей опор должно проводиться после полной сборки ЦНД и затяжки всего крепежа.

Для получения достоверных результатов методикой должно предусматриваться определение коэффициентов рассеяния энергии и логарифмического декремента затуханий во всех элементах системы, практически равных тем, которые будут в эксплуатационных условиях. Этому условию в наибольшей степени отвечают методики, основанные на возбуждении заранее известными усилиями вынужденных колебаний системы, регистрации параметров колебаний элементов системы и соответствующей обработке опытных данных.

Одна из таких методик была предложена Е.С. Сорокиным в работе [8], в которой наиболее общий метод экспериментального определения коэффициента рассеяния энергии в механической колебательной системе основан на сопоставлении энергии, рассеянной за цикл, с потенциальной энергией системы при резонансных колебаниях.

В соответствии с этой методикой коэффициент рассеяния энергии находится следующим образом:

$$\psi = \frac{\Delta W}{W}. \quad (8)$$

Применительно к резонансным изгибным колебаниям выражение для коэффициента рассеяния энергии в соответствии с [8] записывается следующим образом

$$\psi = \frac{\pi \cdot Q_{jp} \cdot A_{jp}}{\frac{1}{2} \sum_{k=1}^m E_k \cdot J_k \int_0^{l_k} (A_{kq})^2 dl}, \quad (9)$$

где Q_{jp} – амплитуда возмущающей силы, приложенной в точке « j » при резонансе системы; A_{jp} – амплитуда перемещений точки « j » при резонансе системы; $E_k \cdot J_k$ – изгибная жесткость « k -го» элемента системы; l_k – длина « k -го» элемента системы; A_{kq} – амплитуда колебаний точки « q » « k -го» элемента ($0 \leq q \leq l_k$); m – число элементов, составляющих систему.

Однако из-за чрезвычайно большого объема необходимых измерений, трудности установления в ряде случаев истинных величин жесткостей элементов этот метод не получил широкого распространения.

Для определения рассеяния энергии в системах с невысоким затуханием и неплотным спектром собственных частот Е.С. Сорокиным был предложен другой метод, также основанный на возбуждении и регистрации вынужденных колебаний

системы, но существенно менее трудоемкий по сравнению с вышеуказанным [9]. В силу простоты реализации эта методика широко используется при промышленных испытаниях сооружений [10–11]. Она же была использована ЦКТИ при обработке опытных данных, полученных при вибрационных испытаниях фундаментов и опор турбоагрегатов.

По этой методике логарифмический декремент колебаний δ и коэффициент рассеивания энергии ψ определяется с помощью резонансных кривых и вычисляется по уравнениям

$$\delta = \pi \frac{P_2 - P_1}{P_p}; \quad \psi = 2\pi \frac{P_2 - P_1}{P_p}, \quad (10)$$

где p_2 и p_1 – соответственно, за- и дорезонансные частоты, при которых амплитуды колебаний равны 0,707 амплитуды резонансных колебаний с частотой p_p .

С помощью этих соотношений коэффициенты δ и ψ определяются с тем большей точностью, чем меньше затухание в системе и чем больше интервалы между соседними резонансами.

Одним из достоинств этой методики является возможность дифференцирования оценки диссипативных свойств системы при различных частотах, величинах и ориентации возмущающих сил.

Сравнительные исследования экспериментальных и расчетных АЧХ корпусов ЦНД «стержневого» типового ряда. На испытательном стенде были проведены экспериментальные исследования динамических характеристик «стержневого» ЦНД турбины К-320 и получены АЧХ (кривая 3, рис. 4а, б) в точках показанных на рис. 3. Согласно методики применяемой в ОАО «Турбоатом» из полученных экспериментальных АЧХ были определены логарифмические декременты затуханий δ_i по Сорокину Е.С. (10) на каждой собственной частоте p_i и затем определено усредненное значение для каждой точки. В результате для «стержневого» ЦНД турбины К-320 логарифмические декременты затухания δ для точек № 1 и № 2 (рис. 3), которые равны 0,32 и 0,3, соответственно.

Для ЦНД турбины К-320, на основе ранее разработанной суперэлементной параметрической модели типового ряда [5, 6], были проведены расчеты собственных частот и форм [12] и получены АЧХ для точек № 1 и № 2 при определенных по вышеизложенной методике δ . Результаты расчетных значений АЧХ приведены на рис. 4 (кривая 1). Как видно из сравнения экспериментальных и расчетных АЧХ они отличаются. Очевидно, что величина δ завышена. Это связано с наличием большого количества резонансов в рабочем диапазоне, что приводит к взаимному влиянию их и противоречит гипотезе Сорокина Е.С. положенной в основу методики определения δ применяемой в ОАО «Турбоатом» для стендовых испытаний. Путем варьирования величиной декремента затухания δ было подобрано наилучшее значение по критерию среднеквадратического отклонения, которое равно 0,05 (кривая 2, рис. 4). Как видно из сравнения экспериментальной АЧХ и расчетной АЧХ при $\delta = 0,05$ и этом случае имеется отличие между ними.

Это говорит о том, что логарифмические декременты для корпуса ЦНД по методике [11] определяются неверно и действительные значения логарифмического декремента затухания для каждой собственной частоты могут значительно отличаться. Также возможна ситуация, что в конструкции превалирует конструкционное трения и для каждого из элементов конструкции ЦНД свой коэффициент трения.

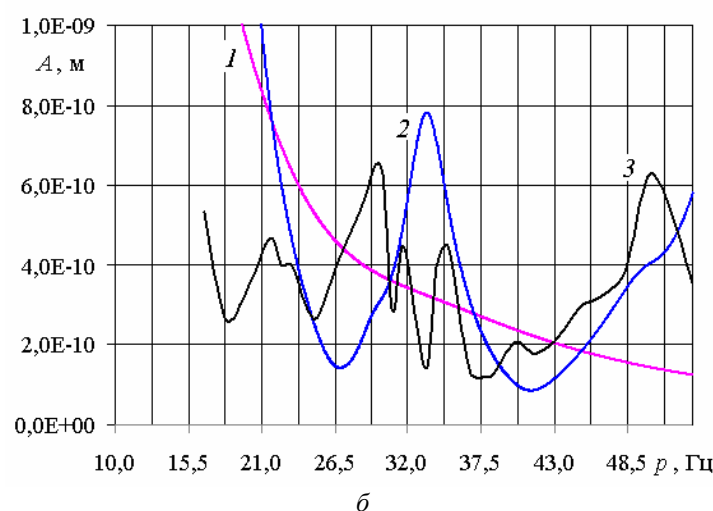
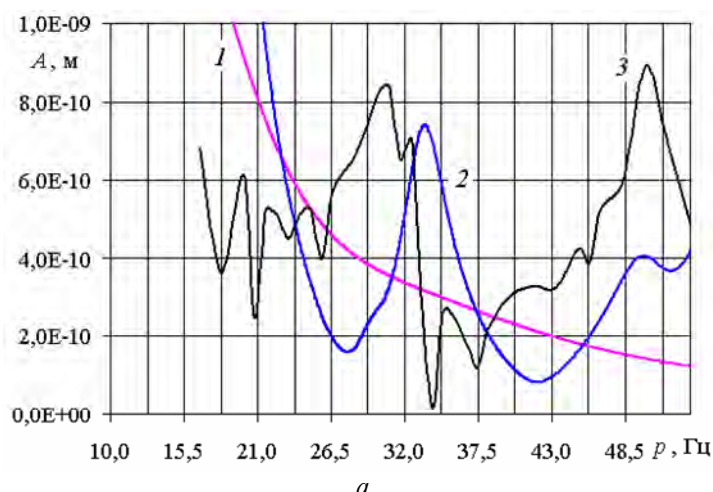


Рис. 4 – АЧХ вертикальных перемещений в точках опоры подшипника № 4 для «стержневого» ЦНД:

a – точка № 1 (кривая 1 – $\delta = 0,32$;

кривая 2 – $\delta = 0,05$; кривая 3 – эксперимент);

б – точка № 2 (кривая 1 – $\delta = 0,3$;

кривая 2 – $\delta = 0,05$; кривая 3 – эксперимент)

Было рассмотрено возможность применимости гипотезы модального демпфирования. Для этого на основе суперэлементной параметрической модели «стержневого» ЦНД турбины К-320 была проведена серия вариативных расчетов с целью подбора оптимальных логарифмических декрементов δ_i для собственных частот p_i значения которых приведены в табл. В качестве критерия оптимальности было принято минимум среднеквадратического отклонения расчетных значений АЧХ от экспериментальных. Полученные величины δ_i приведены в табл., а АЧХ на рис. 5а (кривая 2). Данная модель трения была протестирована для аналогичной точки № 3 (рис. 3) на опоре № 5 (рис. 5б, кривая 2).

При сопоставлении экспериментальных и расчетных кривых по модальной модели трения видно хорошее качественное и количественное совпадение максимальных значений амплитуд, однако имеется значительное отличие по величине частоты резонанса

на частоте 31 Гц (расчетное значение 34 Гц) и значительное отклонение характера кривой в районе групп резонансных частот 27–30 Гц и 39 Гц.

Таблица

Собственные частоты и логарифмические декременты затухания δ_i

№	Частоты	δ	№	Частоты	δ
1	12,488	0.6	8	33,408	0.05
2	15,733	0.6	9	39,123	0.04
3	18,101	0.6	10	39,163	0.04
4	27,079	0.6	11	39,233	0.04
5	27,159	0.5	12	39,276	0.04
6	29,662	0.5	13	50,050	0.015
7	29,914	0.05	14	56,469	0.02

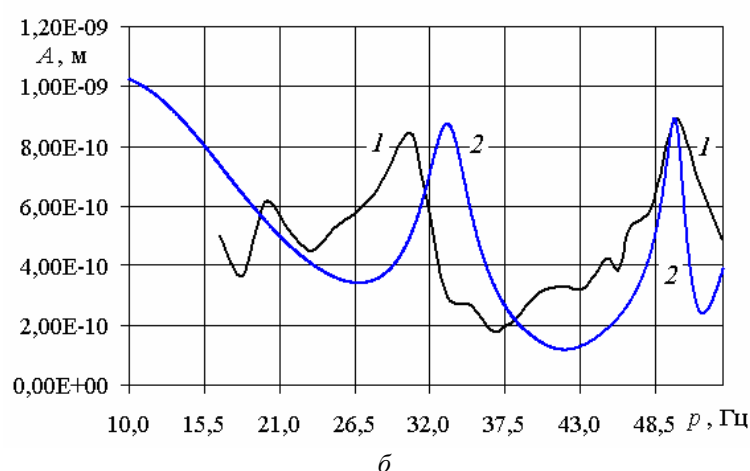
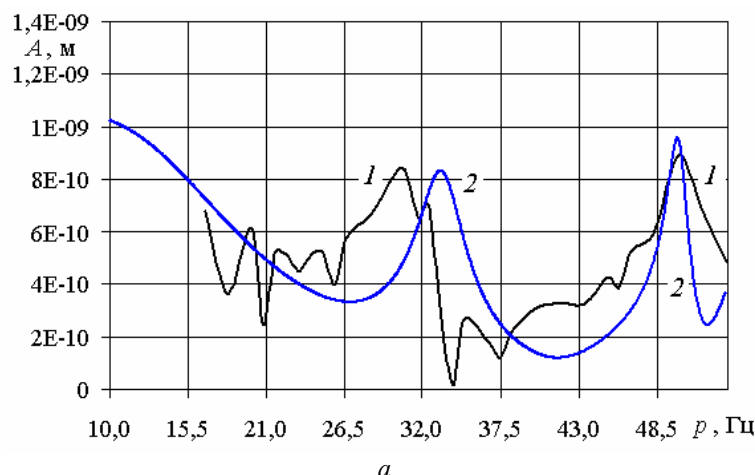


Рис. 5 – Подбор коэффициентов демпфирования:

a – для опоры № 4; *б* – для опоры № 5

(кривая 1 – эксперимент; кривая 2 – модальное демпфирование)

определением индивидуальных логарифмических декрементов затухания для каждого резонанса на основе сравнения экспериментальных и расчетных значений для разработанной суперэлементной параметрической модели «стержневого» ЦНД дает хорошее совпадение по максимальным амплитудами, но смещает величины резонансов.

4 Результаты исследований, говорят, что в ЦНД «стержневого» типа превалирует конструкционное трение ЦНД и необходимо разработка модели трения учитывающей возможность наличия разных коэффициентов трения для разных частей конструкции ЦНД.

Выводы. Результаты расчетно-экспериментальных исследований динамических характеристик «стержневого» ЦНД турбины К-320 показали:

1 Применение методики Сорокина при определении логарифмического декремента затухания из экспериментальных АЧХ полученных на испытательном стенде ОАО «Турбоатом» для «стержневого» ЦНД недопустимо из-за густого спектра частот в рабочем диапазоне.

2 Применение модели трения с усредненным логарифмическим декрементом затухания для всех резонансных частот дает значительные отличие между экспериментальной и расчетной АЧХ.

3 Применение модальной модели трения с

Список литературы: 1. Орлов, И.И. Определение на стенде ОАО «Турбоатом» вибрационных характеристик ЦНД быстроходных турбоагрегатов для АЭС [Текст]: отчет № 046116/0-11357 / И.И. Орлов, В.В. Приходько, М.Б. Явельский. – НПО ЦКТИ; ОАО «Турбоатом», 1982. – 138 с. 2. Рабинович, Э.М. Исследование деформационного состояния ЦНД К-500-65/3000 в эксплуатации на ЛАЭС и ЦНД К-220-44-3 на Кольской АЭС. Часть II. Кольской АЭС [Текст]: отчет ЦКТИ / Э.М. Рабинович, Н.Н. Виноградов. – Л.: ЦКТИ, 1989. 3. Шульженко, Н.Г. Численный анализ колебаний системы турбоагрегат-фундамент [Текст] / Н.Г. Шульженко, Ю.С. Воробьев. – К.: Научная мысль, 1991. – 232 с. 4. Степченко, А.С. Численные исследования динамических характеристик системы турбоагрегат-фундамент: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06; защищена 20.01.95; утв. 25.05.95 / Степченко Александр Станиславович. – Х., 1994. – 194 с. 5. Дудкина, Е.Н. Моделирование типового ряда конструкций корпусов цилиндра низкого давления мощных паровых турбин. Часть I. Классификация и разработка структурной схемы [Текст] / Е.Н. Дудкина, А.С. Степченко // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: 36.

наук. праць. – Х.: НТУ «ХПІ», 2009. – № 42. – С. 147-154. **6.** *Степченко, А.С.* Моделирование типового ряда конструкций корпусов цилиндра низкого давления мощных паровых турбин. Часть II. Построение параметрической КЭ-модели для исследования динамических характеристик [Текст] / А.С. Степченко, Е.Н. Дудкина, В.А. Соболев // Динаміка і міцність машин. Вісник НТУ «ХПІ»: 36. наук. праць – Х.: НТУ «ХПІ», 2011. – № 63. – С. 113-121. – ISSN 2078-9130. **7.** *Орлов, И.И.* Методика определения вибрационных характеристик мощных энергетических турбоагрегатов [Текст]: отчет № 21964 / И.И. Орлов, Н.Н. Ермаков // НПО ЦКТИ; ОАО «Турбоатом», 1972. – 67 с. **8.** *Сорокин, Е.С.* Динамический расчет несущих конструкций зданий [Текст] / Е.С. Сорокин. – М., 1956. **9.** *Сорокин, Е.С.* Динамика междуэтажных перекрытий [Текст] / Е.С. Сорокин. – М.: Стройиздат, 1941. **10.** *Мак-Гоннейгль, У.* Испытания без разрушения [Текст] / У. Мак-Гоннейгль. – М., 1965. **11.** *Орлов, И.И.* Динамические характеристики ЦНД для ТЭС и АЭС [Текст] / И.И. Орлов, В.В. Приходько, В.Г. Турапин, М.Б. Явельский // Труды ЦКТИ. – Л., 1989. – № 257. – С. 68-75. **12.** *Степченко, О.С.* Моделювання типового ряду конструкцій корпусів циліндра низького тиску потужних парових турбін. Частина 3. Порівняльне дослідження власних частот і форм корпусів ЦНТ «стержневого» типового ряду [Текст] / А.С. Степченко, О.М. Дудікна // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. – Х.: НТУ «ХПІ», 2012. – № 67. – С. 103-112. – ISSN 2078-9130.

Поступила в редколлегию 15.01.13

УДК 534.014 : 621.165

Експериментальное определение динамических характеристик корпусов ЦНД турбин «стержневого» типа и анализ их демпфирующих свойств [Текст] / А.С. Степченко, А.Ф. Кабанов, Е.Н. Дудкина // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 13(987). – С. 47-55. – Бібліогр.: 12 назв. – ISSN 2078-774X.

Описано методику експериментального визначення динамічних характеристик корпусів ЦНТ на стенді ВАТ «Турбоатом». Проведено порівняння експериментальних амплітудно-частотних характеристик (АЧХ) для типового ряду корпусів ЦНТ «стрижневого» класу з результатами чисельного моделювання. Скориговано модель демпфування і способи обробки експериментальних АЧХ при визначенні логарифмічних декрементів затухання ЦНТ.

Ключові слова: корпус турбіни, коливання, динамічна податливість, модель демпфування, параметричне моделювання.

A technique for the experimental determination of the dynamic characteristics of the LPC on the stand «Turboatom». A comparison of the experimental amplitude-frequency characteristics (AFC) for the type series enclosures LPC «beam» class with the simulation results. Adjusted damping model and methods of experimental response in determining the damping constant of LPC.

Keywords: turbine casing, vibration, dynamic compliance, damping model, parametric modeling.